

ANALISA KEKUATAN VELG MOBIL PENUMPANG PADA SIMULASI PENGUJIAN *DYNAMIC RADIAL FATIGUE* DENGAN METODE ELEMEN HINGGA



Moh. Bahri 2112100094

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono. DEA

OUTLINE

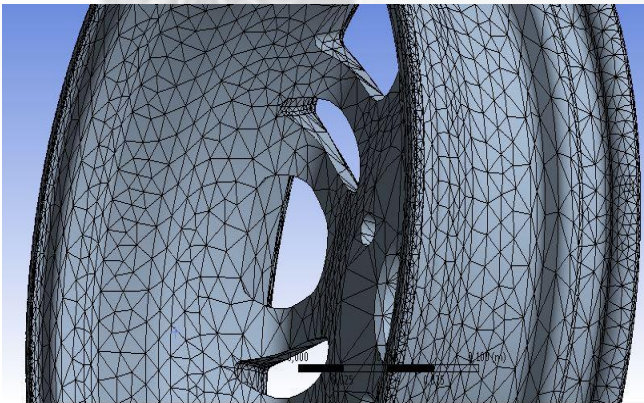
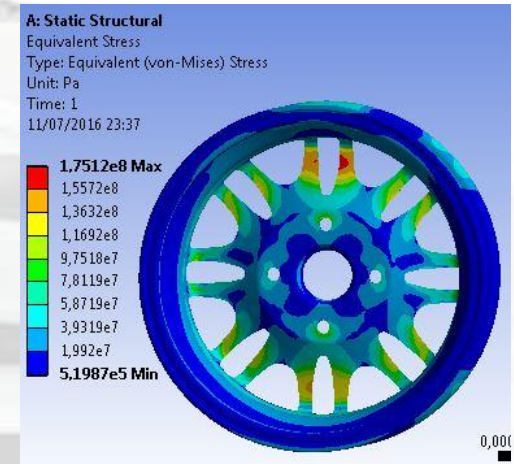


PENDAHULUAN

METODOLOGI

ANALISA &
PEMBAHASAN

KESIMPULAN &
SARAN

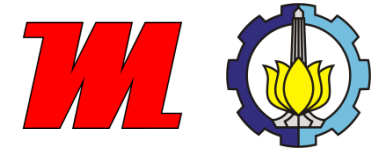




PENDAHULUAN



Latar Belakang



Awal pembuatan velg



Tahun 1970





Waktu dan Biaya

- Bagaimana Kekuatan dan Fatigue Life desain awal velg pada pengujian Dynamic Radial Fatigue?
- Bagaimana Pengaruh perubahan Desain velg terhadap kekuatan dan fatigue life velg?



- Menganalisa kekuatan dan Fatigue Life desain awal velg dengan pembebanan pada pengujian Dynamic Radial Fatigue sesuai dengan standar SAE J 328
- Mengetahui perubahan kekuatan dan fatigue life setelah dilakukan perubahan desain velg

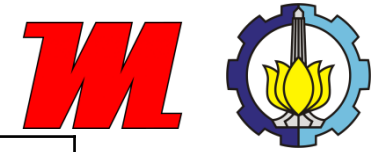


- Analisa yang dilakukan berdasarkan pembebanan pada mesin uji Dynamic Radial Fatigue Test sesuai dengan SAE J 328.
- Tegangan sisa dari proses pembuatan velg tidak diperhitungkan
- Simulasi dilakukan pada temperatur ruang yang konstan.
- Analisa prediksi jumlah cycle yang ditempuh dilakukan sampai pada pengintian retak (crack initiation)
- Pengaruh kekasaran permukaan tidak diperhitungkan

- Memberikan alternatif dalam pengembangan desain velg untuk mengurangi kerugian baik materi maupun waktu
- Dapat digunakan sebagai acuan untuk mengetahui umur pemakaian velg
- Dapat digunakan sebagai pertimbangan desain velg baru bagi perusahaan produksi velg



Penelitian Terdahulu



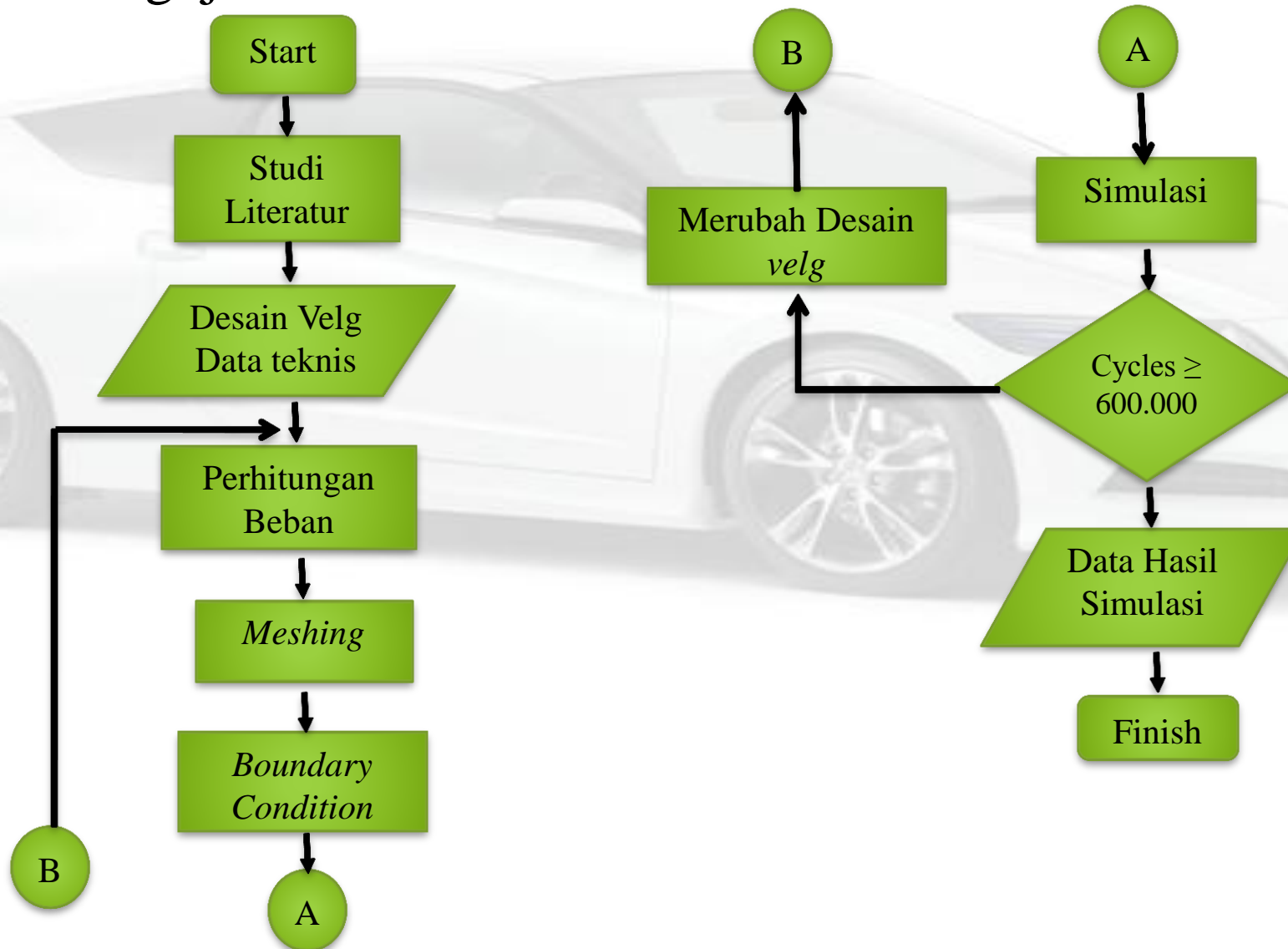
| Penelitian | Lody Ari Hardianto (2003) | Topac M.M, dkk (2012) | Penelitian yang akan dilakukan |
|-------------------------------|---|---|--|
| Tujuan | Mengoptimasi berat <i>velg</i> | Mengetahui tegangan maksimum dan umur <i>velg</i> | Mengetahui tegangan maksimum dan umur <i>velg</i> |
| Desain yang diamati | <i>Velg</i> mobil suzuki Baleno 2001 | <i>Velg</i> kendaraan berat (<i>heavy Vehicle</i>) | Desain <i>velg</i> mobil penumpang yang belum dipasarkan. |
| Metode penelitian | Dilakukan <i>mapping</i> pada proses <i>meshing</i> antara <i>disc</i> dan rim <i>velg</i> dengan <i>meshing</i> menggunakan elemen balok | Dilakukan <i>mapping</i> pada proses <i>meshing</i> antara <i>disc</i> dan rim <i>Velg</i> dengan <i>meshing</i> menggunakan elemen tetrahedron | Proses <i>meshing</i> dilakukan secara otomatis pada <i>software Static Structural</i> dengan <i>meshing</i> menggunakan elemen Tetrahedron. |
| Pembebanan pada saat Simulasi | Pemberian beban yaitu beban akibat kekencangan baut, akibat kecepatan putar <i>velg</i> , gaya tangensial akibat beban Radial, beban akibat tekanan ban | Pemberian beban yaitu beban akibat tekanan ban dan gaya tekan akibat beban Radial | Pemberian beban yaitu beban akibat kekencangan baut, akibat kecepatan putar <i>velg</i> , gaya tekan akibat beban Radial, beban akibat tekanan ban |



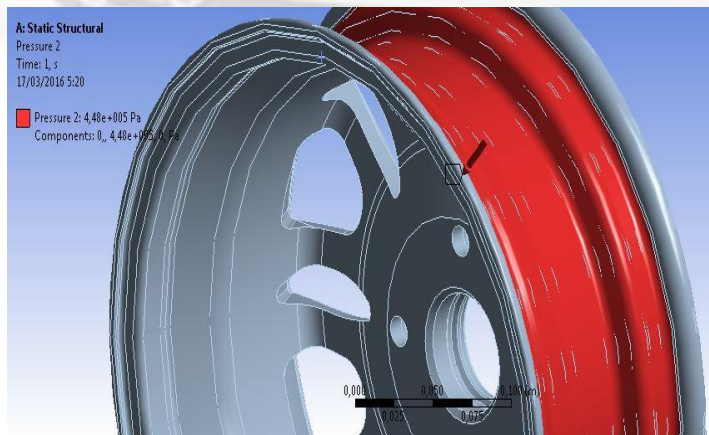
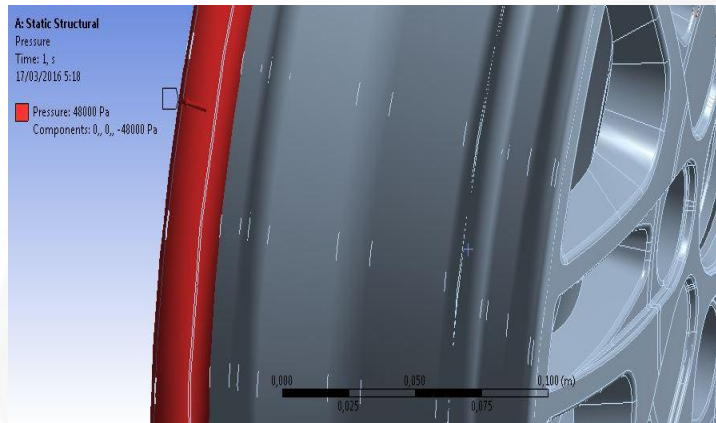
METODOLOGI



Diagram Alir Pengujian

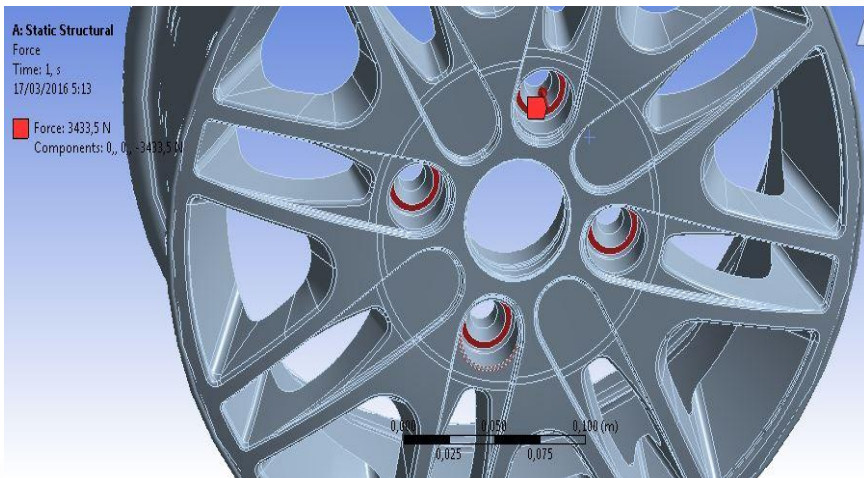


Beban Akibat Tekanan Ban



Besar pembebanan akibat tekanan ban pada daerah rim velg sebesar 65 psi atau 48 kPa

Beban Akibat Kekencangan Baut



Besar pembebanan akibat
kekencangan baut yaitu 3.433 N

$$\Sigma M_0 = M_R - f_g \times \frac{dp}{2}, \text{ dengan}$$

$$\Sigma M_0 = 0 ; f_g = \mu \cdot N \text{ dan } N_{\text{lateral}} = N \cos \theta$$

Beban Akibat Kecepatan Putar velg



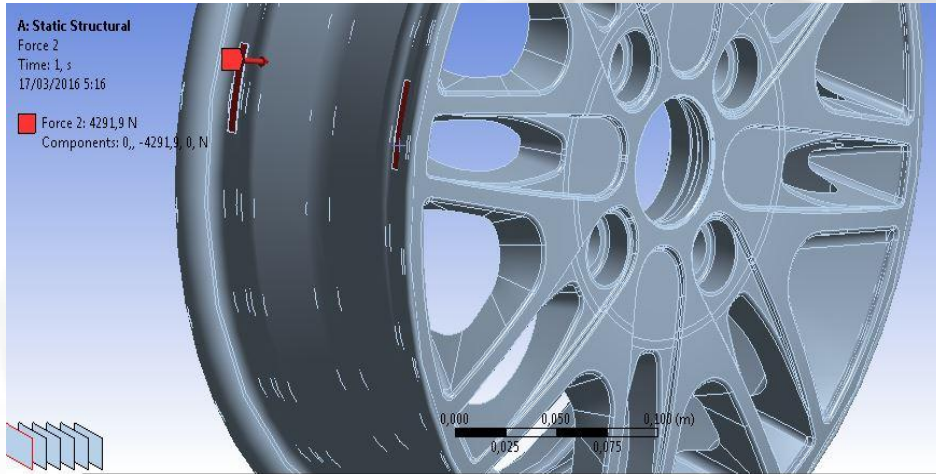
Didapatkan kecepatan sudut velg sebesar
71,65 rad/s.

$$\omega_{velg} = \omega_{drum} \times \frac{d_{drum}}{d_{pelek}}$$

Dengan kecepatan drum 237 rpm, $d_{drum} = 1707,06$ mm dan

$$d_{velg} = 778 \text{ mm.}$$

Beban Akibat Beban Radial



$$F_r = W \cdot K$$

Dengan: F_r adalah gaya radial

W adalah maksimum static load = 350 kg

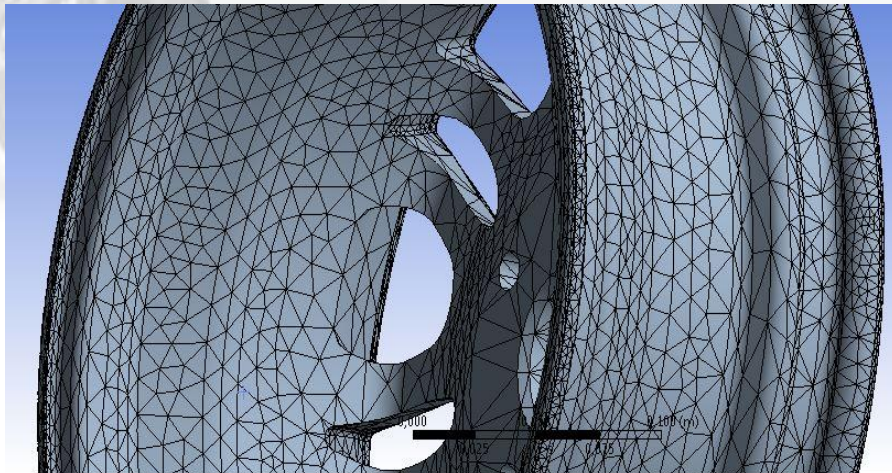
K adalah Load Factor = 2,5



Pengukuran Luas kontak permukaan ban dan jalan didapatkan panjang kontak sebesar 63,32 mm. Sehingga diperoleh panjang kontak pada velg sebesar 41,72 mm.

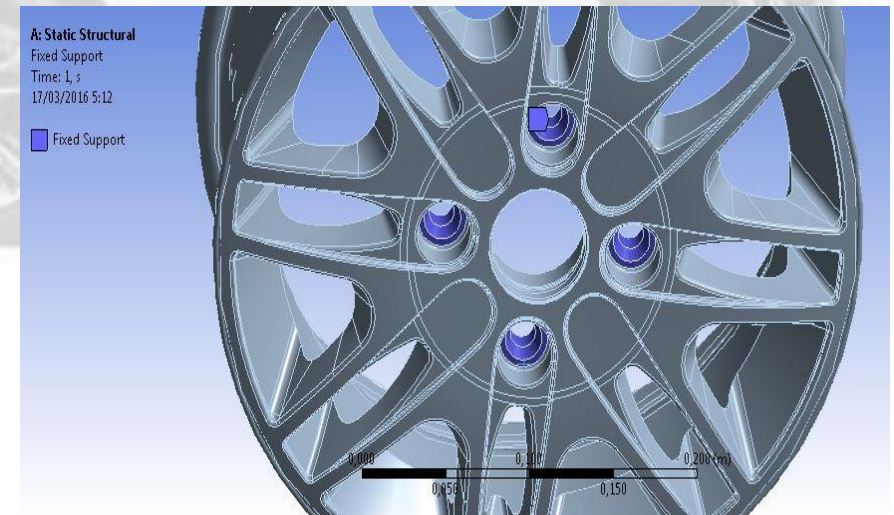
Meshing

Meshing dilakukan pada *software static structural* yang bertujuan untuk mengubah model 3d *Velg* menjadi elemen-elemen kecil yang terbatas jumlahnya, dan menggunakan elemen tetrahedron.

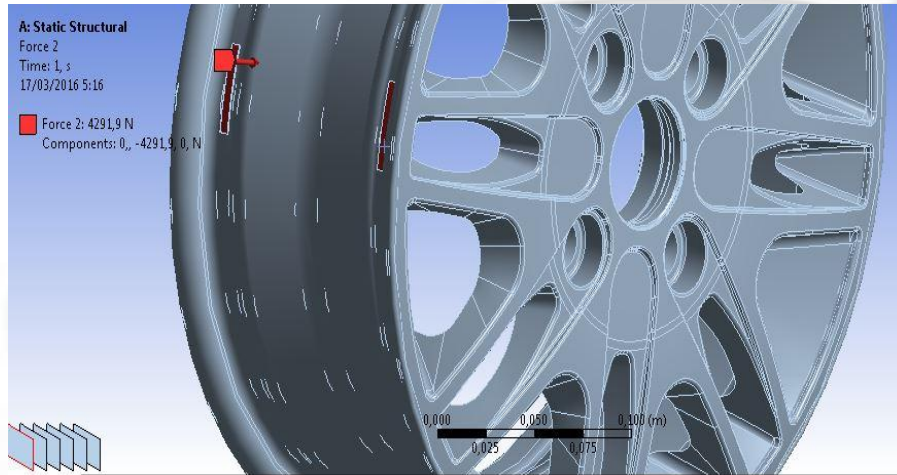


Penentuan Tumpuan

Penentuan tumpuan pada proses simulasi yaitu pemberian *fix support* pada bidang kontak antara *velg* dan baut, sehingga pada bidang kontak tersebut tidak terjadi *displacement* baik ke sumbu X, Y, dan sumbu Z atau Δx , Δy , dan $\Delta z = 0$



Variasi Pada Simulasi

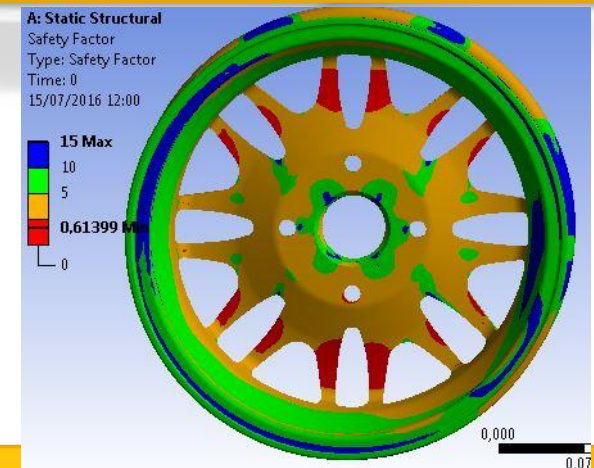


Simulasi dilakukan 17 kali dengan posisi beban radial dari 0^0 - 360^0 atau satu putaran velg.

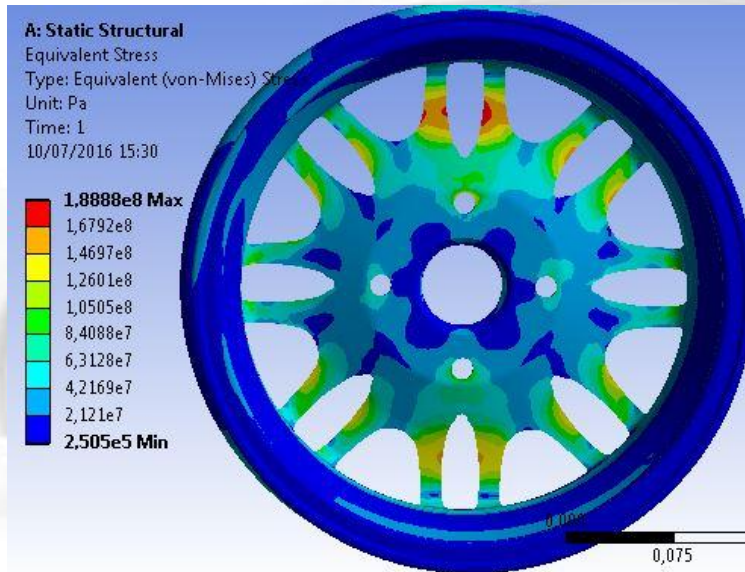
Proses *re-design* velg menggunakan dua alternatif yaitu perubahan desain velg dengan menambah lebar atau penambahan tebal pada daerah yang mengalami *initial crack*.



ANALISA & PEMBAHASAN

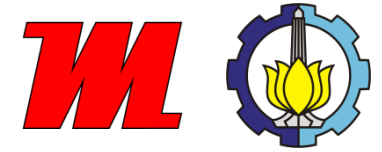


Hasil Simulasi Tegangan

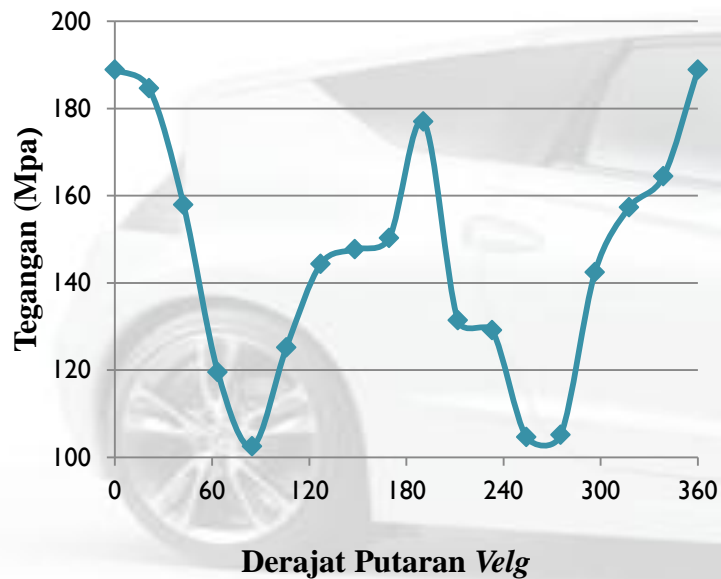


Dari hasil simulasi tegangan dilakukan pengamatan pada satu titik pada daerah jari – jari velg karena pada daerah tersebut menerima tegangan paling besar. Kemudian dilihat besarnya tegangan selama satu putaran pada titik tersebut.

Hasil Simulasi Desain Awal Velg



Tegangan Hasil Simulasi



Grafik disamping merupakan grafik besarnya tegangan yang diamati pada daerah kritis yaitu pada jari – jari velg selama satu putaran velg. Besarnya tegangan maksimum yaitu 188,88 MPa yang terjadi pada posisi 0^0 atau pada awal putaran kemudian tegangan menurun hingga 102,52 MPa pada posisi 90^0 dan tegangan kembali naik hingga 177 Mpa pada posisi 180^0 hal tersebut dikarenakan posisi beban radial berada segaris dengan titik yang diamati tersebut. Selanjutnya pada setengahputaran berikutnya tegangan pada velg mengalami siklus serupa.

$$F(t) = A_0 + C_1 \cos (\theta)$$

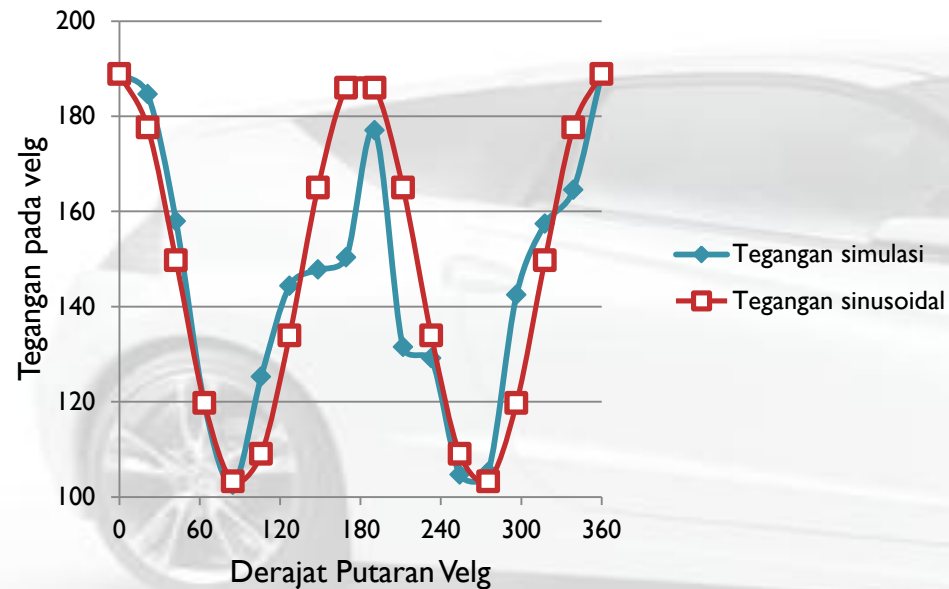
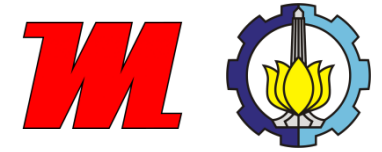
Dengan :

$$A_0 = 145,7$$

$$C_1 = 43,18$$

$$\theta = \text{Derajat Putaran velg}$$

Hasil Simulasi Desain Awal Velg



Dari data A_0 dan C_1 dapat dicari grafik sinusoidal dengan rumus pendekatan fourier. Eror dari pendekatan yang dilakukan sebesar 7,46%. Tegangan sinusoidal dari grafik disamping yang akan digunakan untuk mencari Fatigue Life Velg. Pada kurva tegangan sinusoidal nilai Tegangan maksimum sebesar 188,88 MPa, sedangkan tegangan minimumnya sebesar 103,25 MPa. Didapat ratio tegangannya sebesar 0,54.

Definisi Fatigue Tools pada Simulasi Fatigue Life

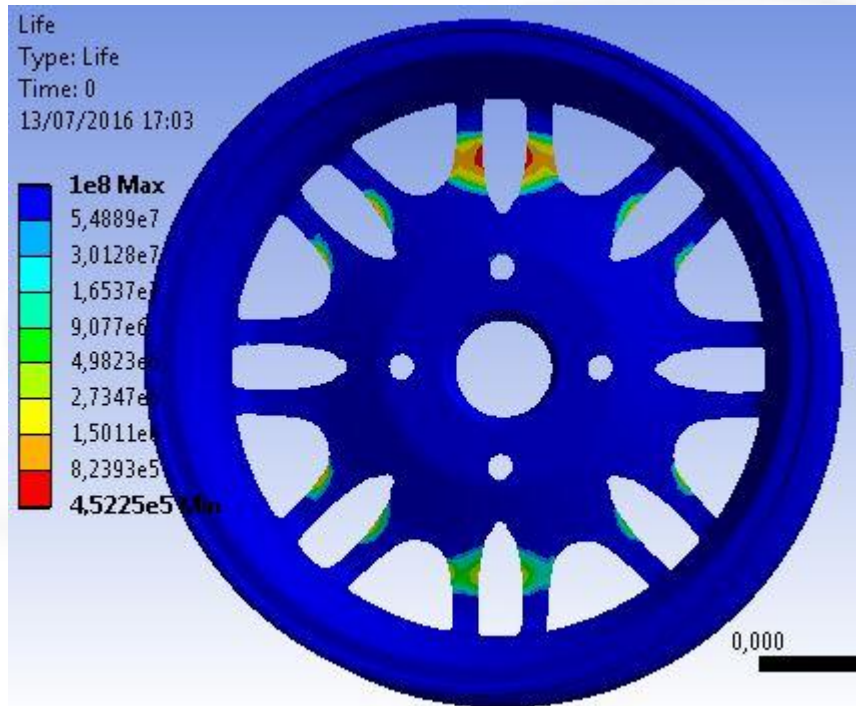
Details of "Fatigue Tool"

| | |
|---------------------------------------|------------------------|
| [-] Materials | |
| Fatigue Strength Factor (Kf) | 1, |
| [-] Loading | |
| Type | Ratio |
| Loading Ratio | 0,54 |
| <input type="checkbox"/> Scale Factor | 1, |
| [-] Definition | |
| Display Time | End Time |
| [-] Options | |
| Analysis Type | Stress Life |
| Mean Stress Theory | Soderberg |
| Stress Component | Equivalent (Von Mises) |
| [-] Life Units | |
| Units Name | cycles |
| 1 cycle is equal to | 1, cycles |

Ratio Tegangan

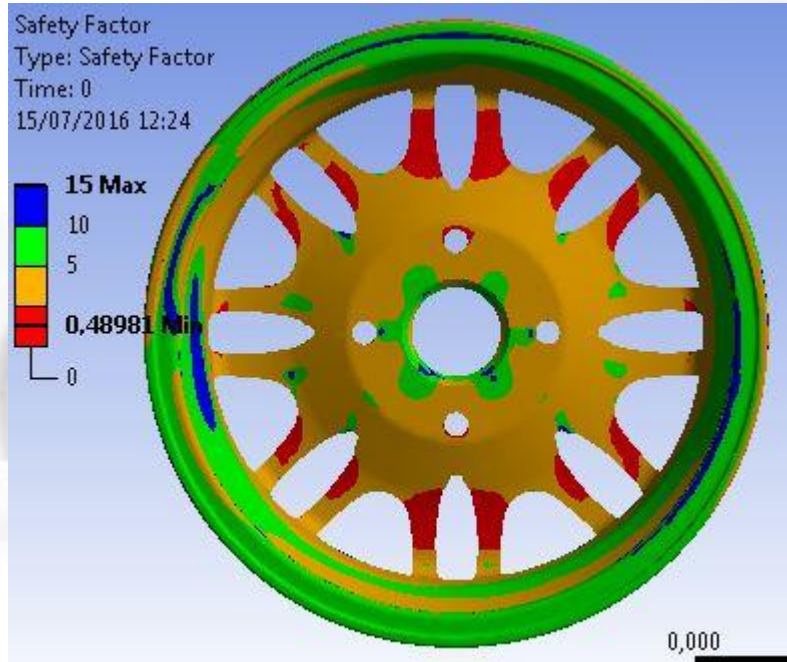


Hasil Simulasi Fatigue Life



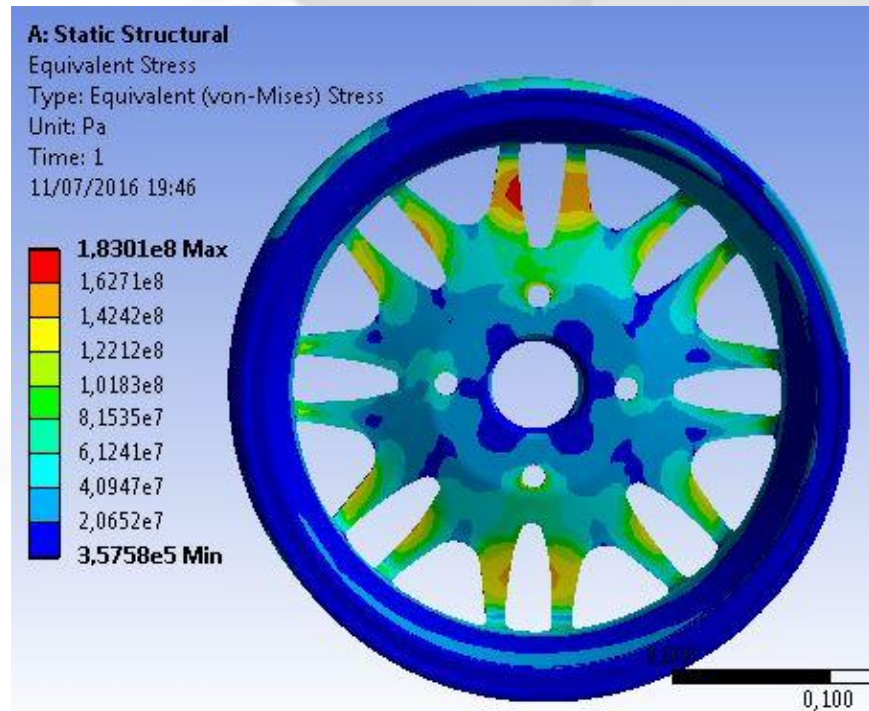
Dari hasil simulasi fatigue life didapat fatigue life minimum yang dapat ditempuh velg yaitu sebesar 452.250 putaran dengan daerah yang menempuh putaran paling rendah yaitu pada daerah jari – jari velg. Berdasarkan Standar SAE J 328 yang digunakan maka desain velg tersebut TIDAK LOLOS pengujian karena jumlah putaran minimum yang harus ditempuh sebesar 600.000 putaran.

Hasil Simulasi Safety Factor



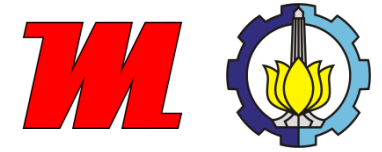
Dari hasil simulasi safety factor dengan menggunakan teori soderberg didapatkan hasil safety factornya sebesar 0,48. Hal tersebut menunjukkan bahwa Fatigue life pada velg berada dibawah fatigue limit yang sebesar Satu Juta cycles. Agar velg dinyatakan aman maka safety factor harus berada diatas 1 atau fatigue life berada diatas fatigue limit.

Hasil Simulasi Tegangan

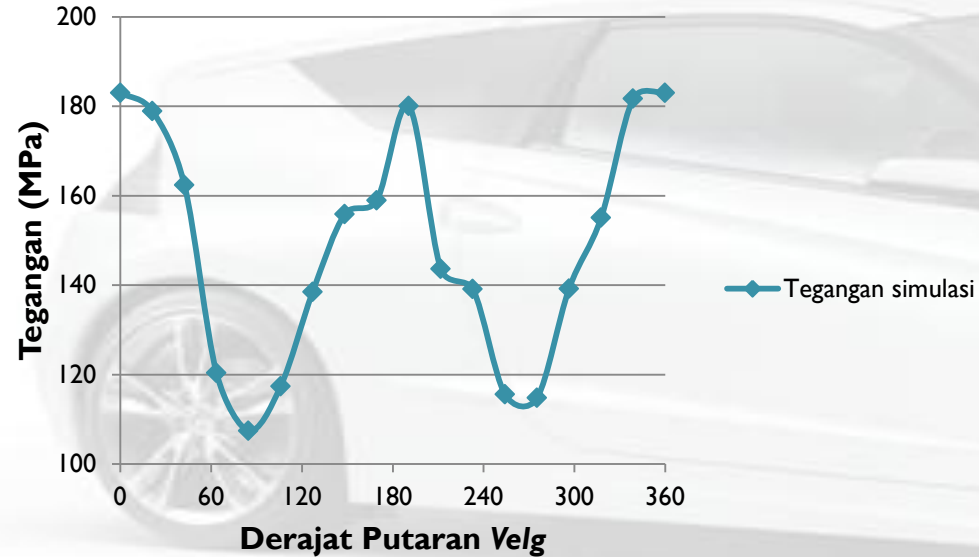


Desain alternatif 1 merupakan desain velg dengan memperbaiki desain awal velg. Perbaikan dilakukan dengan menambah lebar daerah kritis pada jari - jari velg sebesar 4 mm.

Hasil Simulasi Desain Alternatif 1



Tegangan simulasi



Dari hasil simulasi tegangan didapatkan grafik serupa dengan grafik tegangan pada desain awal velg. Tegangan Maksimum sebesar 183,01 MPa pada posisi 0^0 atau awal putaran dan tegangan minimum sebesar 107,45 MPa pada posisi 90^0 .

$$F(t) = A_0 + C_1 \cos(\theta)$$

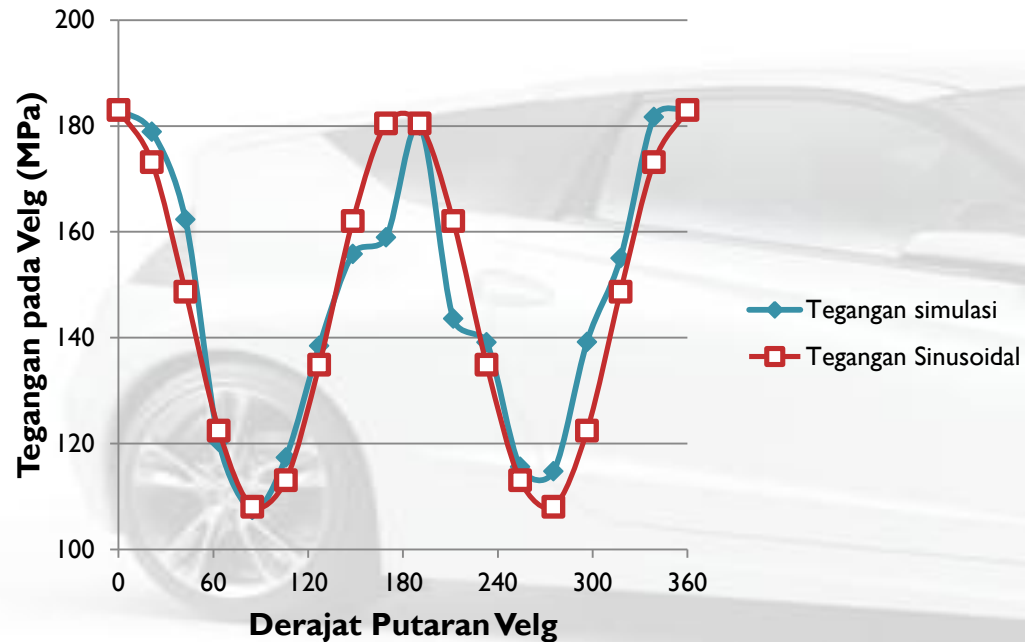
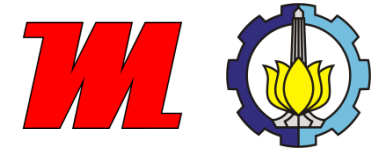
Dengan :

$$A_0 = 145,23$$

$$C_1 = 37,78$$

θ = Derajat Putaran velg

Hasil Simulasi Desain Alternatif 1



Dari data A_0 dan C_1 dapat dicari grafik sinusoidal dengan rumus pendekatan fourier. Eror dari pendekatan yang dilakukan sebesar 4,59%. Tegangan sinusoidal dari grafik disamping yang akan digunakan untuk mencari Fatigue Life Velg. Pada kurva tegangan sinusoidal nilai Tegangan maksimum sebesar 183,01 MPa, sedangkan tegangan minimumnya sebesar 108,09 MPa. Didapat ratio tegangannya sebesar 0,59.

Hasil Simulasi Desain Alternatif 1



Definisi Fatigue Tools pada Simulasi Fatigue Life

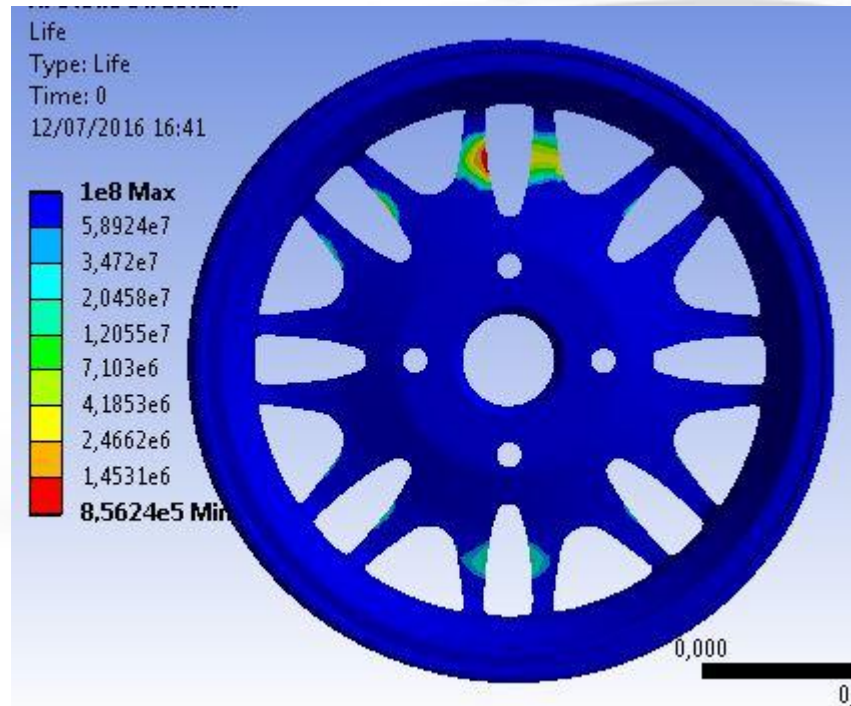
Details of "Fatigue Tool"

| | |
|---------------------------------------|------------------------|
| [-] Materials | |
| Fatigue Strength Factor (Kf) | 1, |
| [-] Loading | |
| Type | Ratio |
| Loading Ratio | 0,59 |
| <input type="checkbox"/> Scale Factor | 1, |
| [-] Definition | |
| Display Time | End Time |
| [-] Options | |
| Analysis Type | Stress Life |
| Mean Stress Theory | Soderberg |
| Stress Component | Equivalent (Von Mises) |
| [-] Life Units | |
| Units Name | cycles |
| 1 cycle is equal to | 1, cycles |

Ratio Tegangan

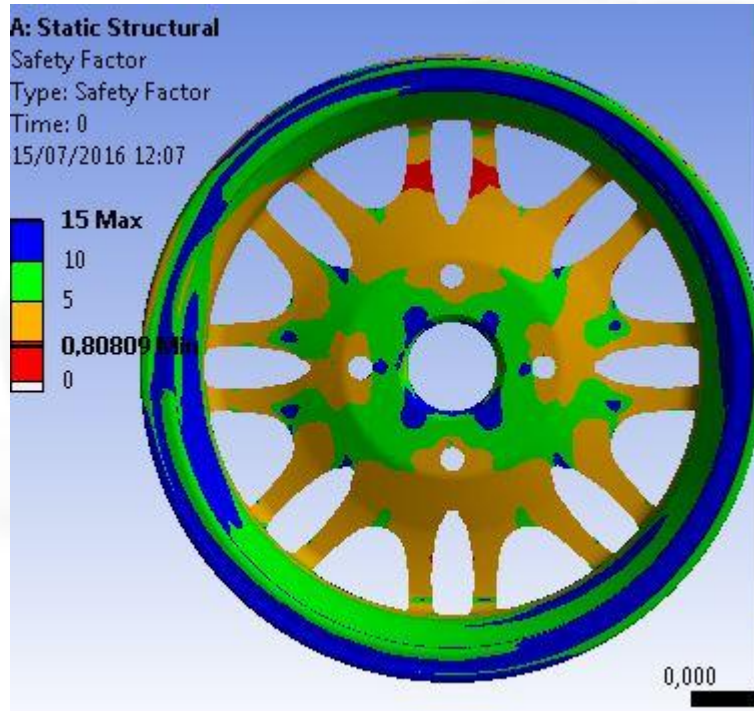


Hasil Simulasi Fatigue Life



Dari hasil simulasi fatigue life didapat fatigue life minimum yang dapat ditempuh velg yaitu sebesar 856.240 putaran dengan daerah yang menempuh putaran paling rendah yaitu pada daerah jari – jari velg. Berdasarkan Standar SAE J 328 yang digunakan maka desain velg tersebut LOLOS pengujian karena jumlah putaran yang dapat ditempuh melebihi jumlah putaran minimum sebesar 600.000 putaran.

Hasil Simulasi Safety Factor

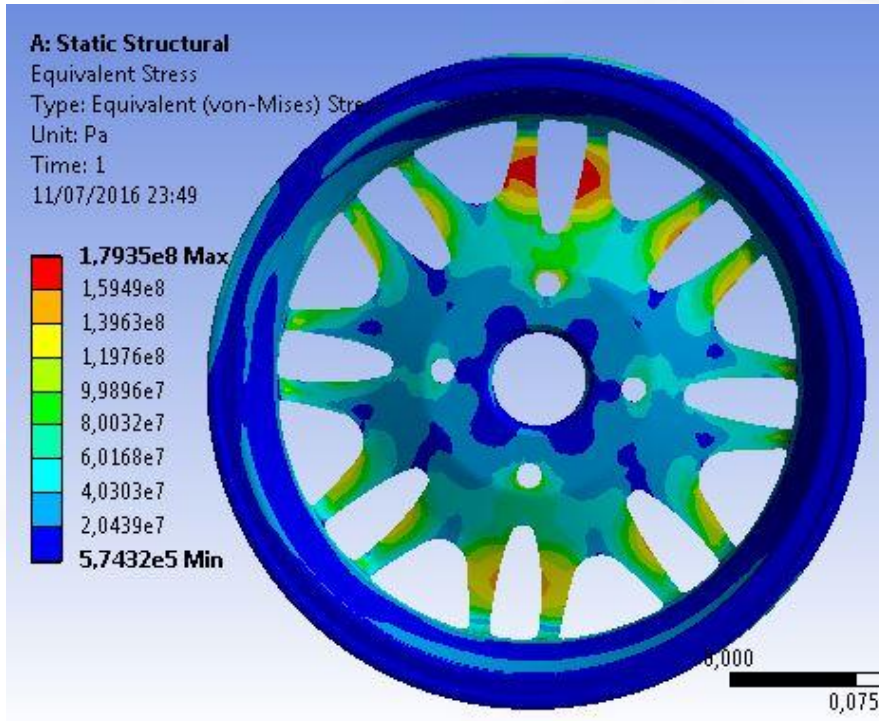


Dari hasil simulasi safety factor dengan menggunakan teori soderberg didapatkan hasil safety factornya sebesar 0,8. Hasil tersebut lebih baik dari pada safety factor pada desain awal velg yaitu 0,48.

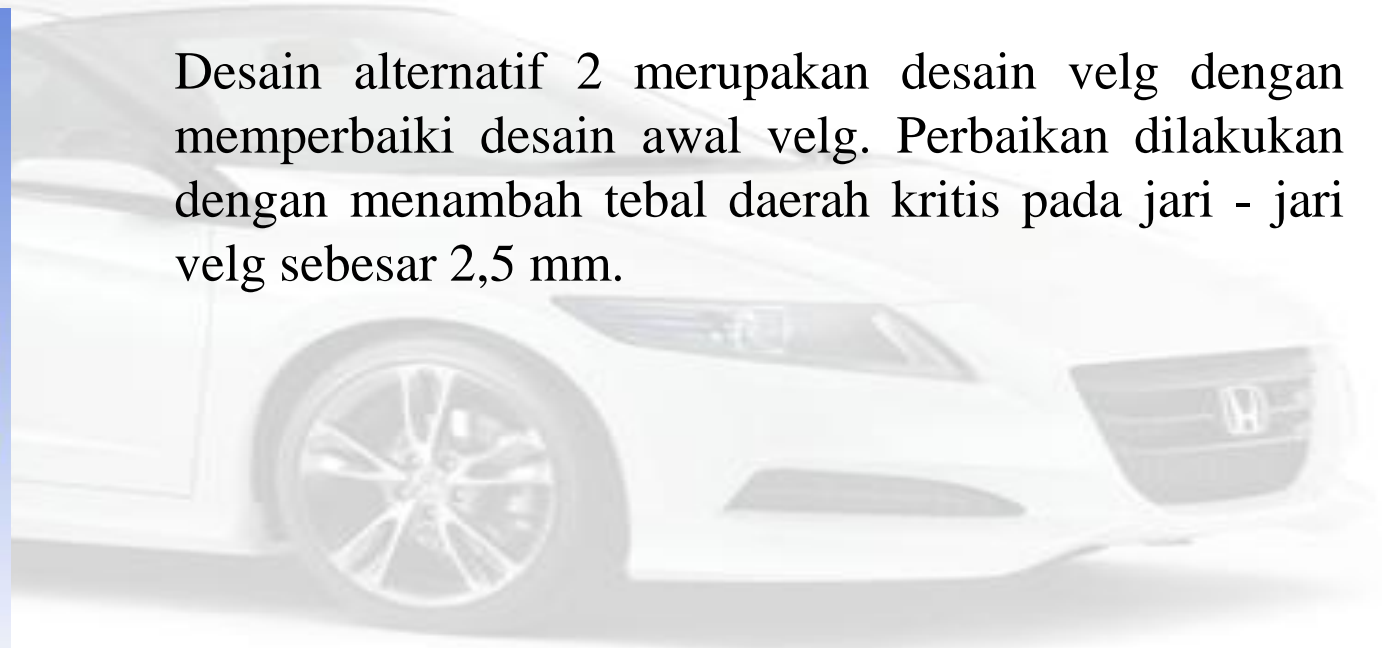
Hasil Simulasi Desain Alternatif 2



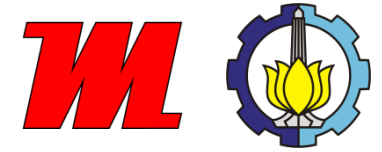
Hasil Simulasi Tegangan



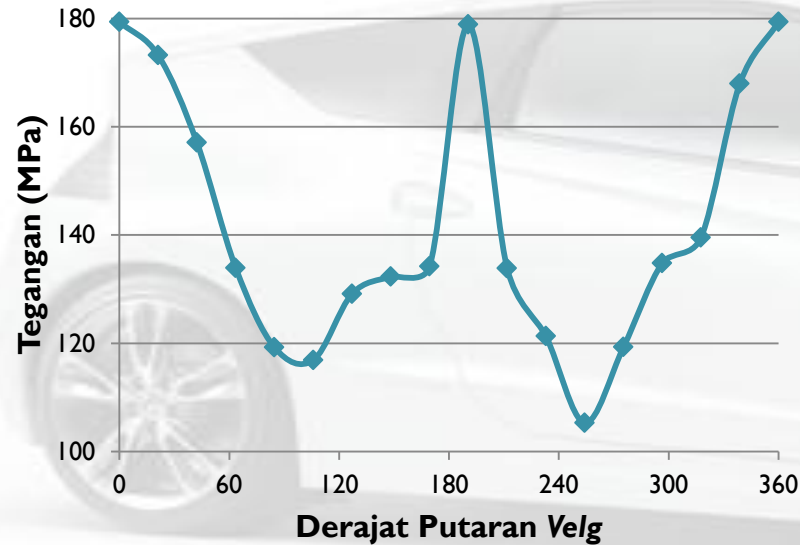
Desain alternatif 2 merupakan desain velg dengan memperbaiki desain awal velg. Perbaikan dilakukan dengan menambah tebal daerah kritis pada jari - jari velg sebesar 2,5 mm.



Hasil Simulasi Desain Alternatif 2



Tegangan Desain Alternatif 2



Dari hasil simulasi tegangan didapatkan grafik serupa dengan grafik tegangan pada desain awal velg dan desain alternatif 1. Tegangan Maksimum sebesar 179,35 MPa pada posisi 0^0 atau awal putaran dan tegangan minimum sebesar 105,33 MPa pada posisi 270^0 .

$$F(t) = A_0 + C_1 \cos(\theta)$$

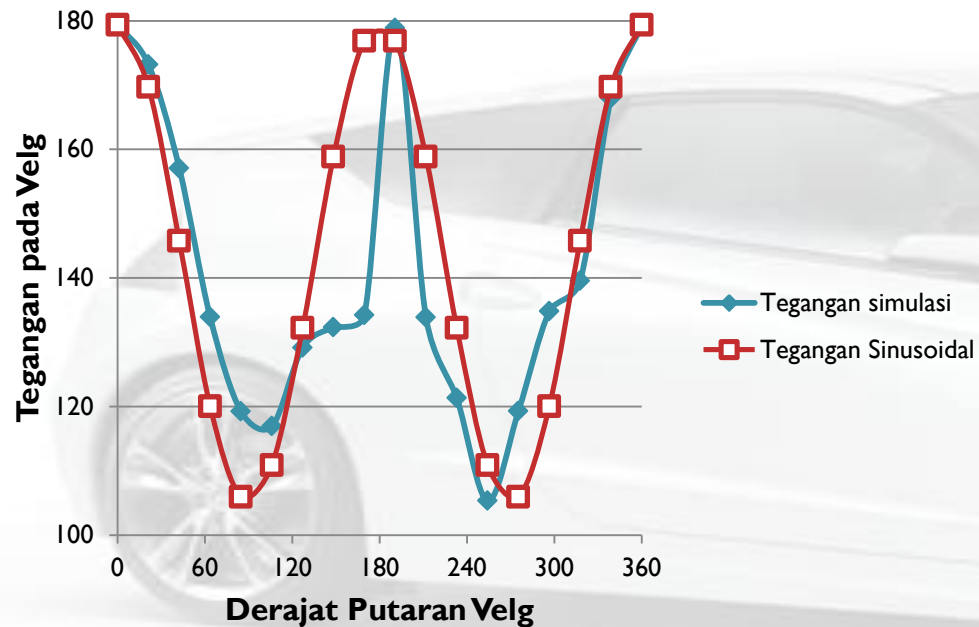
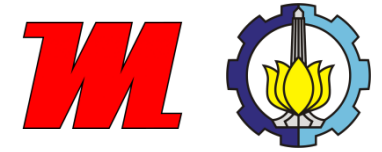
Dengan :

$$A_0 = 142,34$$

$$C_1 = 37,01$$

θ = Derajat Putaran velg

Hasil Simulasi Desain Alternatif 2



Dari data A_0 dan C_1 dapat dicari grafik sinusoidal dengan rumus pendekatan fourier. Error dari pendekatan yang dilakukan sebesar 8,4%. Tegangan sinusoidal dari grafik disamping yang akan digunakan untuk mencari Fatigue Life Velg. Pada kurva tegangan sinusoidal nilai Tegangan maksimum sebesar 179,35 MPa, sedangkan tegangan minimumnya sebesar 105,96 MPa. Didapat ratio tegangannya sebesar 0,59.

Hasil Simulasi Desain Alternatif 2



Definisi Fatigue Tools pada Simulasi Fatigue Life

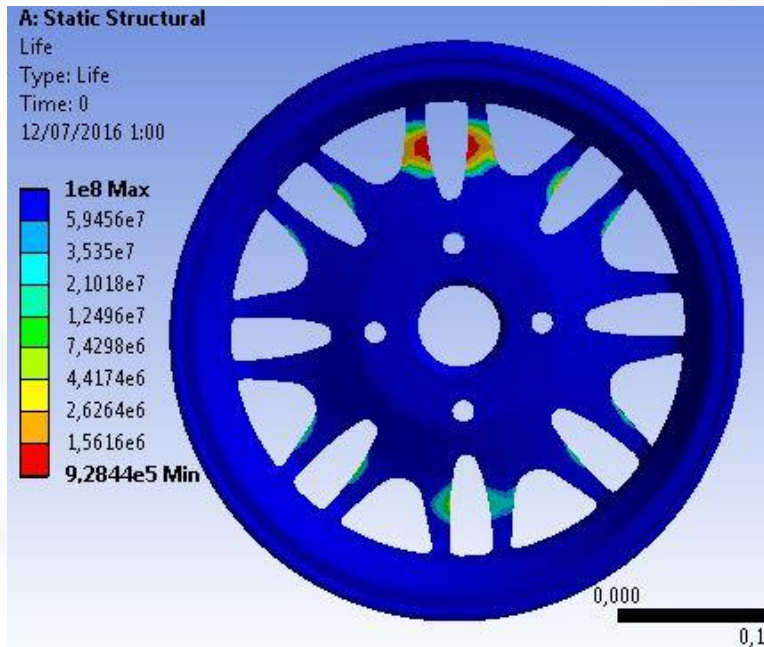
Details of "Fatigue Tool"

| | |
|---------------------------------------|------------------------|
| [-] Materials | |
| Fatigue Strength Factor (Kf) | 1, |
| [-] Loading | |
| Type | Ratio |
| Loading Ratio | 0,59 |
| <input type="checkbox"/> Scale Factor | 1, |
| [-] Definition | |
| Display Time | End Time |
| [-] Options | |
| Analysis Type | Stress Life |
| Mean Stress Theory | Soderberg |
| Stress Component | Equivalent (Von Mises) |
| [-] Life Units | |
| Units Name | cycles |
| 1 cycle is equal to | 1, cycles |

Ratio Tegangan

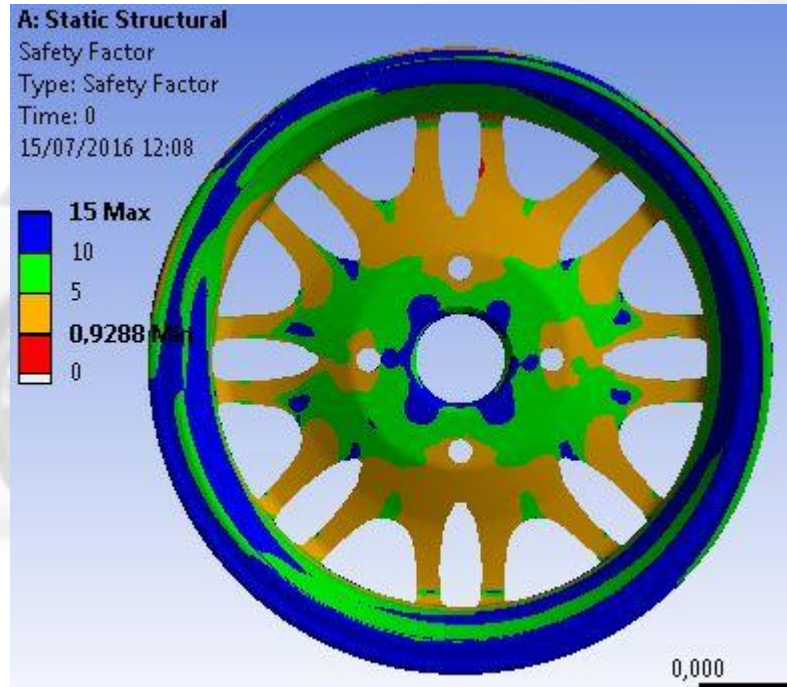


Hasil Simulasi Fatigue Life



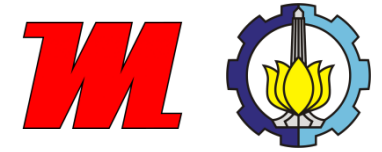
Dari hasil simulasi fatigue life didapat fatigue life minimum yang dapat ditempuh velg yaitu sebesar 928.440 putaran dengan daerah yang menempuh putaran paling rendah yaitu pada daerah jari – jari velg. Berdasarkan Standar SAE J 328 yang digunakan maka desain velg tersebut LOLOS pengujian karena jumlah putaran yang dapat ditempuh melebihi jumlah putaran minimum sebesar 600.000 putaran.

Hasil Simulasi Safety Factor



Dari hasil simulasi safety factor dengan menggunakan teori soderberg didapatkan hasil safety factornya sebesar 0,93. Hasil tersebut lebih baik dari pada safety factor pada desain awal velg dan desain alternatif 1 yang berturut – turut sebesar 0,48 dan 0,8.

Perbandingan Desain Velg



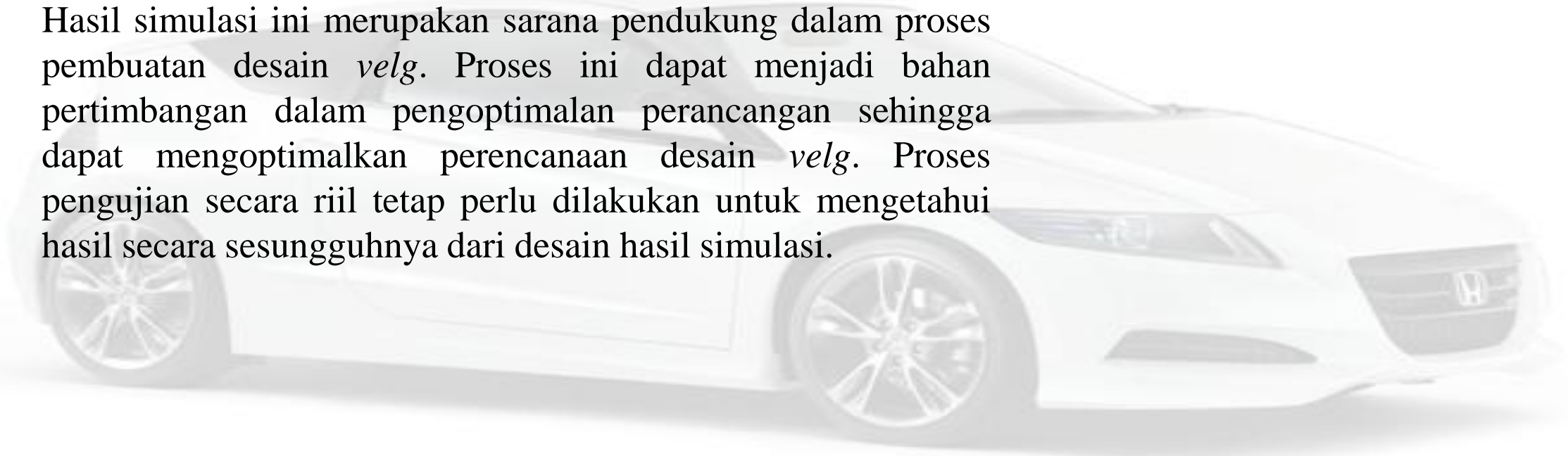
| Parameter | Desain Awal <i>velg</i> | Desain alternatif 1 | Desain alternatif 2 |
|---|----------------------------|------------------------|-----------------------|
| <i>Fatigue Life</i> minimum | 452.250 <i>cycles</i> | 856.240 <i>cycles</i> | 928.440 <i>cycles</i> |
| Tegangan <i>Eqv.</i> <i>Von Misses</i> | 188,88 MPa | 183,01 MPa | 179,35 MPa |
| <i>Safety Factor</i> | 0,48 | 0,8 | 0,93 |
| Standar SAE J328 | Tidak memenuhi | Memenuhi | Memenuhi |



KESIMPULAN & SARAN

1. Tegangan Equivalent Von Mises yang bekerja pada desain awal velg, Desain alternatif 1, dan Desain alternatif 2, berturut –turut yaitu 188,88 MPa, 183,01 MPa, dan 179,35MPa.
2. Fatigue Life pada Desain awal velg sebesar 452.250 putaran, Desain alternatif 1 sebesar 856.240 putaran, dan Desain alternatif 2 sebesar 928.440. Berdasarkan Standar SAE J328 yang digunakan Desain awal velg dinyatakan TIDAK LOLOS sedangkan desain alternatif 1 dan desain alternatif 2 dinyatakan LOLOS
3. Nilai safety factor pada desain awal velg, desain alternatif 1 dan desain alternatif 2 yaitu 0,48 , 0,8 , dan 0,93.
4. Dari data tersebut diatas dapat dinyatakan desain alternatif 2 merupakan desain terbaik.

Hasil simulasi ini merupakan sarana pendukung dalam proses pembuatan desain *velg*. Proses ini dapat menjadi bahan pertimbangan dalam pengoptimalan perancangan sehingga dapat mengoptimalkan perencanaan desain *velg*. Proses pengujian secara riil tetap perlu dilakukan untuk mengetahui hasil secara sesungguhnya dari desain hasil simulasi.





Terimakasih